Библиотека СОК

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
ВСГТУ
КАФЕДРА ТВТ

# МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЮ

Автор: доц., к.т.н. Дамбиев Ц.Ц.

**г.УЛАН-УДЭ 2001**

# ВЕДЕНИЕ

Курсовая работа преследует цель более глубокого изучения студентами курса "Теплоснабжение": составление и расчёт тепловой схемы котельной, отдельных элементов и узлов, а также определение стоимости топлива с использованием водяного экономайзера и без него.

Рационально составленная тепловая схема во многом определяет экономичность работы нормальные условия эксплуатации котельной, размеры капитальных затрат на основное и вспомогательное оборудование .

Расчет тепловой схемы позволяет определить энергетические показатели котельной, расходы пара и воды, по которым производится выбор основного и вспомогательного оборудования котельной.

В разделе "Элементы тепловой схемы “приводится упрощенная методика расчёта принципиальной тепловой схемы котельной.

Данные методические указания составлены в соответствии с методическим пособием курсовой работы по "Общей теплотехнике". Всесоюзного заочного института пищевой промышленности Министерства высшего и среднего специального образования для технологических специальностей.

# МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Курсовую работу студент выполняет согласно подварианту, номер которого указывается преподавателем.

Основные данные для расчета принципиальной тепловой схемы котельной выбираются из таблицы №1по последней цифре двузначного номера подварианта.

Рисунки тепловой схемы котельной выбираются из таблицы №2 по предпоследней цифре подварианта.

## Объём курсовой работы

Курсовая работа содержит следующие разделы:

1. Расчёт принципиальной тепловой схемы котельной.
2. Определение количества котлоагрегатов.
3. Тепловой баланс котельного агрегата.
4. Тепловой расчёт водяного экономайзера.
5. Определение стоимости израсходованного топлива.
6. Графическое изображение принципиальной тепловой схемы котельной.

## Общие методические указания

Прежде чем приступить к расчётам принципиальной тепловой схемы котельной, необходимо внимательно ознакомиться с заданием и подобрать все необходимые материалы.

Следует изучить все узлы тепловой схемы, ознакомиться с конструкцией редукционно-охладительной установки, деаэратора, подогревателей и т.д.

Необходимо помнить, что и тепловых схемах приняты деаэраторы атмосферного типа. Вода долина поступать в химводоочистку с температурой 25-35$^0$ С

Для упрощения расчёта можно пренебречь потерями воды, проходящей через подогреватели и химводоочистку, а такие потерями тепла в теплообменниках.

При расчете каждого узла тепловой схемы следует составить его принципиальную схему с указанием всех параметров.

## I. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

### Редукционно-охладительная установка (РОУ)

Назначение РОУ – снижение параметров пара за счет дросселирования (мятия) .и охлаждения его водой, вводимой в охладитель в распыленном состоянии.

В охладителе РОУ основная часть воды испаряется, а другая - с температурой кипения отводится в конденсационные баки или , непосредственно в деаэратор. В данном случае принимается, что вся вода, вводимая в РОУ, полностью испаряется.

Подача охлаждающей воды в РОУ производственных котельных обычно осуществляется и; магистрали питательной воды после деаэраторе.

Тепловой расчет РОУ ведется по балансу тепла (схему см.рис.1).

Расход редуцированного пара $\mathbf{D}_{ред}$ с параметрами $\mathbf{p}_2$(бар), $i_2''$ (кдж/кг) и увлажняющей воды определяем из уравнения теплового баланса РОУ:

$$\mathbf{D}_1 \cdot i^x + \mathbf{W}_1 \cdot i'_{увл} = \mathbf{D}_{ред} \cdot i_2'' \qquad /1/$$

и уравнения материального баланса РОУ:

$$\mathbf{D}_{ред} = \mathbf{D}_1 + \mathbf{W}_1 \qquad /2/$$

решая совместно уравнения /1/ и /2/ , получим:

$$\mathbf{W}_1 = \mathbf{D}_1 (i^x - i_2'') / (i_2'' - i'_{увл}) \qquad /3/$$

где $\mathbf{D}_1$ -расход острого пара, кг/сек, с параметрами $\mathbf{p}_1$(бар) и степенью сухости X;

$i^x$ -энтальпия влажного пара, кдж/кг;

$i'_{увл}$ - энтальпия воды, поступающей в редукционно-увлажняющую установку, кдж/кг;

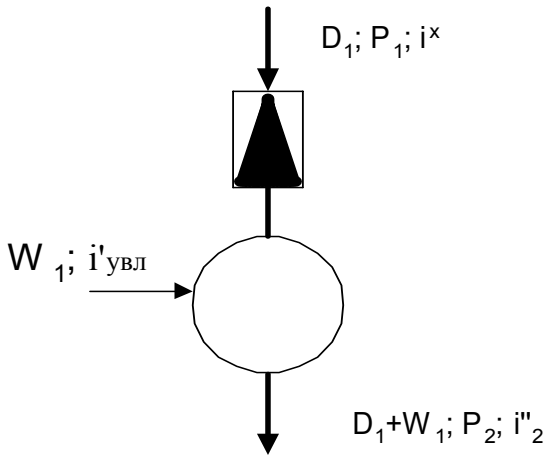



Рис.1 Схема редукционно-охладительной установки

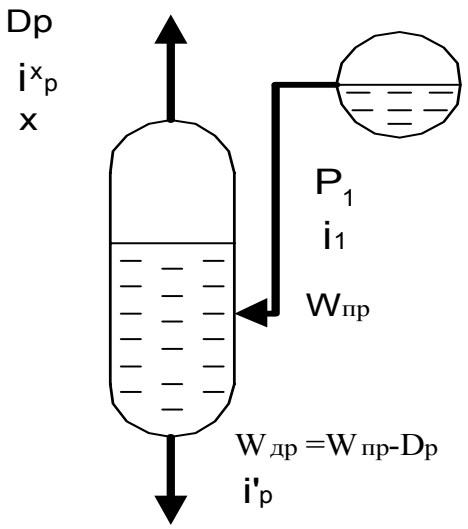



Рис.2 Схема непрерывной продувки

Расширитель (сепаратор) непрерывной продувки

Непрерывная продувка барабанных котлоагрегатов .осуществляется для уменьшения шлакосодержания котловой воды и получения пара надлежащей чистоты. Величина продувки (в процентах от производитель - ности котлоагрегата зависит от солесодержания питательной воды, типа котлоагрегата ) т.п.

Для уменьшения потерь тепла и конденсата с продувочной водой применяются сепараторы-расширители (си.рис.2). Пар из расширителя непрерывной продувки обычно направляют в деаэраторы.

Тепло продувочной воды (от сепаратора непрерывной продувки) экономически целесообразно использовать при количестве продувочной воды больше 0,27 кг/сек. Эту воду обычно пропускают через тепло-

обменник подогрева сырой воды.

Вода из сепаратора. подается в охладитель или барбатер, где охлаждается до 40-50$^{o}$ С, а затем сбрасывается в канализацию.

При расчете количества пара, выделяющегося из продувочной воды (выпара) и потери тепла с продувочной водой в расширителе непрерывной продувки предварительно определяется расход продувочной воды:

$$\mathbf{W}_{пр}= (d_{пр}/100)\cdot \mathbf{D}_{ка} \qquad /4/$$

где $\mathbf{D}_{ка}$- производительность котлоагрегата, кг/сек.;

$d_{пр}$- величина продувки в %,

Тогда количество выпара определяется из уравнения теплового баланса сепаратора:

$$\mathbf{W}_{пр}\cdot \acute{i}_1= \mathbf{D}_р\cdot \acute{i}_р^{x} +( \mathbf{W}_{пр}- \mathbf{D}_р) \cdot\acute{i}_р' \qquad /5/$$

где $\acute{i}_1$ -энтальпия кипящей воды при давлении в барабане котла $\mathbf{p}_1$, кдж/кг;

$\mathbf{D}_р$ - количество пара, выделяющегося из продувочной воды, кг/сек.;

$\acute{i}_2'$- энтальпия кипящей воды при давлении в расширителе $\mathbf{p}_2$ кдж/кг;

$\acute{i}_2''$ –энтальпия сухого пара при $\mathbf{p}_2$,кдж/кг;

$\tau$– теплота парообразования в расширителе при $\mathbf{p}_2$;

$\acute{i}_р^{x}=\acute{i}_2''-(1-x)\tau$ - энтальпия влажного пара в расширителе, кдж/кг.

Из выражения /5/ определяется количество пара, получаемого из продувочной воды,

$$\mathbf{D}_р= \mathbf{W}_{пр}(\acute{i}'_1- \acute{i}_р')/(\acute{i}_р^{x} - \acute{i}_р') \qquad /6/$$

Количество сливаемой воды в барбатер составит

$$\mathbf{W}_{др}= \mathbf{W}_{пр}- \mathbf{D}_р \qquad /7/$$

Потери тепла с продувочной водой, принимая температуру исходной воды $t_в$=5$^{o}$С, чему соответствует $\acute{i}_в$=20,9 кдж/кг, составят:

$$\mathbf{Q}_{сл}= \mathbf{W}_{др}(\acute{i}_р'- \acute{i}_в) \qquad /8/$$

Водонагревательные установки

Водоподогреватели применяются в котельных и на ТЭЦ для подогрева питательной воды, сетевой воды, для охлаждения продувочной

воды котлоагрегатов и других целей.

В поверхностных водонагревателях теплопередача осуществляется через поверхность металлической стенки, в смесительных – путем непосредственного соприкосновения и перемешивания обоих теплоносителей. В настоящее время широкое распространение имеют поверхностные водонагреватели, позволяющие изолировать теплоносители друг от друга и тем самым обеспечить наибольшую надежность и простоту эксплуатации. Кроме того, поверхностные водонагреватели позволяют сохранить в чистоте конденсат греющего пара.

Смесительный подогрев применяется лишь в деаэраторах, в мелких установках горячего водоснабжения и в некоторых системах промышленного отопления.

Все поверхностными водоподогреватели, независимо от их назначения, подразделяются по греющему теплоносителю на пароводяные и водоводяные.

Схема водоподогревательной установки представлена на рисунке 3.

В курсовой работе ставится задача: определить расход или температову теплоносителей из уравнения теплового баланса.

Для водоводяных подогревателей:

$$\mathbf{W}_г\,\mathbf{C}_г(t_г' - t_г'')\cdot\eta_п = \mathbf{W}_н\,\mathbf{C}_н(t_н'' - t_н') \qquad /9/$$

Для паровых подогревателей:

$$\mathbf{D}_п(\acute{\imath}_п - \acute{\imath}_к')\cdot\eta_п = \mathbf{W}_н\,\mathbf{C}_н(t_н'' - t_н') \qquad /10/$$

В этих уравнениях:

$\mathbf{W}_г$ и $\mathbf{W}_н$ - расход воды ( греющей и нагреваемой),к /сек.;

$\mathbf{C}_г$ и $\mathbf{C}_н$– теплоёмкость воды, кдж/кг.град (можно принять с = 4.19 кдж/ кг.град);

$t_г'$, $t_г''$, $t_н'$, $t_н''$- начальные и конечные температуры воды ,$^o$ С;

$\mathbf{D}_п$– расход греющего пара, кг/сек.;

$\acute{\imath}_п$ -энтальпия пара, кдж/кг;

$\acute{\imath}_к'$ - энтальпия конденсата, кдж/кг;

$\eta_п$ - коэффициент, учитывающий потери тепла аппаратом и трубопроводами в окружающую среду ($\eta_п$ =0,95-0,96).
Этой величиной в курсовой работе можно пренебречь.

Конденсатные баки

Возврат конденсата от технологических потребителей необходим для экономии топлива и улучшения качества питательной воды котлоагрегатов.

Конденсат собирается в сборные (конденсатные баки), которые устанавливаются в котельной или на предприятии. Вода поступает в конденсатные баки самотеком или под напором. Температура смеси конденсата $t_{см}$ (см.рис.4) определяется из выражения:

$$t_{см} = (t_к^1\mathbf{W}_1 + t_к^2\,\mathbf{W}_2 + t_к^3\,\mathbf{W}_3 + \cdots + t_к^n\mathbf{W}_n)/\mathbf{W}_{см} \qquad /11/$$

где $\mathbf{W}_1$, $\mathbf{W}_2$ , $\mathbf{W}_3$ ,…, $\mathbf{W}_n$ – расход конденсата, кг/сек.;

$t_к^1$ , $t_к^2$ , $t_к^3$ ,…, $t_к^n$ - температуры конденсата,$^o$ С;

Суммарное количество конденсата ,поступающее в конденсатный бак, будет равно:

$$\mathbf{W}_{см} = \mathbf{W}_1 + \mathbf{W}_2 + \mathbf{W}_3 + \cdots + \mathbf{W}_n \qquad /12/$$

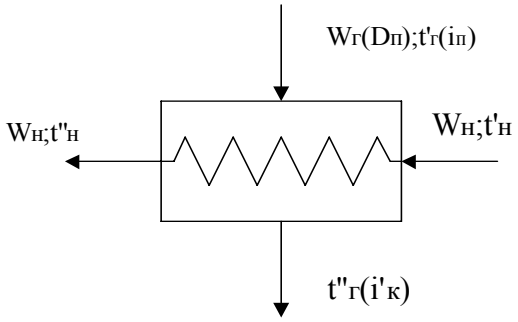



Рис.3.Схема водонагревательной установки

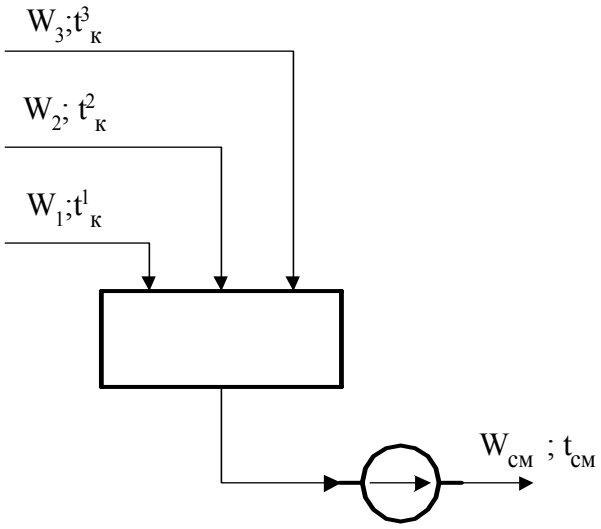



Рис.4. Узел конденсатного бака

Деаэраторы

Растворенные в воде кислород и углекислота вызывают коррозию поверхностей нагрева котлоагрегатов, трубопроводов, арматуры и т.д, причем коррозия увеличивается с повышением давления пара. Поэтому вода перед подачей в котельные агрегаты подвергаются деаэрации (дегазации).

В настоящее время применяется в основном термическая дегазация. Термическая дегазация основана на том, что с повышением температуры растворимость газов в воде падает и при температуре кипения происходит практически полное нх выделение из воды.

Обычно используют смешивающие дегазаторы, в которых нагрев воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в дегазаторе (деаэраторе), производят непосредственно смешиванием воды с паром. По способу распределения воды дегазаторы смешивающего типа

бывают: струйные, насадочные и комбинированные. В основ - ном применяют деаэраторы струйного типа. На рнс.5 показана схема деаэратора.

Расход пара на деаэрацию воды определяется из уравнения тепло вого баланса.

Берется сумма произведений входящих потоков на их теппосодер- жанне (энтальпии) . приравнивается к сумме произведений приходящих потоков на их теплосодержание (энтальпии), т.е.

$$\mathbf{W}_к \cdot \acute{i}_к + \mathbf{W}_{хво} \cdot \acute{i}_{хво} + \mathbf{D}_р \; \acute{i}_р^{x} + \mathbf{D}_д \; \acute{i}_д'' = \mathbf{D}_{вых} \cdot \; \acute{i}_д'' \; \mathbf{W}_{хво} + (\mathbf{W}_{пв} + \mathbf{W}_{тс}) \cdot \; \acute{i}_д'$$

Из этого уравнения определяем

$$\mathbf{D}_д = (\; \mathbf{D}_{вых} \cdot \; \acute{i}_д'' + (\mathbf{W}_{пв} + \mathbf{W}_{тс}) \cdot \; \acute{i}_д' - \mathbf{W}_к \cdot \acute{i}_к - \mathbf{W}_{хво} \cdot \acute{i}_{хво} - \mathbf{D}_р \; \acute{i}_р^{x}) / \; \acute{i}_д''$$

где $\mathbf{W}_к$ - возврат конденсата технологических потребителей;

$\mathbf{W}_{хво}$ -расход химически очищенной воды, кг/сек.;

$\mathbf{D}_д$ - выход пара на деаэрацию воды, кг/сек.;

$\mathbf{D}_р$ - выход пара из расширителей непрерывной продувки ,кг/сек

$\mathbf{D}_{вых}$ - расход пара на выхлоп ,кг/сек.;

$\mathbf{W}_{пв}$ -расход воды на питание котельных агрегатов ,кг/сек.;

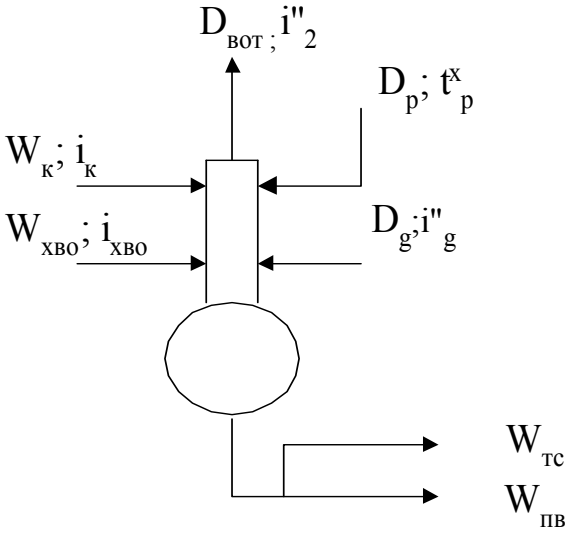



Рис.5. Схема деаэратора

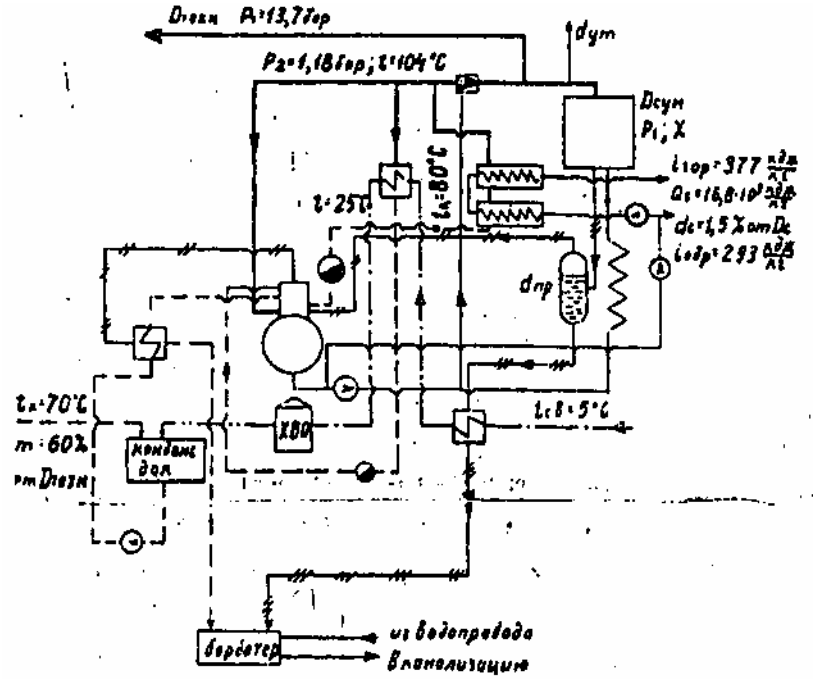



Рис.6. Принципиальная тепловая схема котельной

$\mathbf{W}_{тс}$ – расход воды на подпитку тепловой сети, кг/с.;

$\acute{i}_к$; $\acute{i}_{хво}$ ; $\acute{i}_р^{\ x}$ ; $\acute{i}_д''$; $\acute{i}_д'$ - соответственно энтальпии конденсата ,химически очищенной воды, пара из расширителей, пара
деаэрацию выходящей из деаэратора, кдж/кг.;

## II. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КОТЕЛЬНОЙ.

### З а д а н и е

Рассчитать принципиальную тепловую схему котельной (см. рис.)

Исходные данные для расчета:

1. Пар для технологических нужд производства имеет давление $\mathbf{p}_1$=13,7 *$10^5$ н/м$^2$=13,7 бар, $\mathbf{x}$=0,99 и расход $\mathbf{D}_{техн}$=4,16 кг/с

2. Расход тепла на подогрев сетевой воды $\mathbf{Q}_с = \mathbf{Q}_б$ =16,8 ·$10^3$ (19…$10^3$) кдж/сек.;

энтальпия горячей воды $\acute{i}_{гор}$=377 кдж/кг; энтальпия обратной воды $\acute{i}_{об}$=293 кдж/.кг.

3. Конденсат от подогревателей сетевой воды возвращается с температурой $\mathbf{t}_к$=70$^o$C.

4. В котельную возвращается конденсат от технологических потребителей в количестве $\mathbf{m}$= 0,6 $\mathbf{D}_{техн}$ температурой $t_к$ =70$^o$C и $\acute{i}_к$=293 кдж/кг.

5. Потери внутри котельной составляют 3 % от $\mathbf{D}$.

6. Величина непрерывной продувки котлов – 3 % от $\mathbf{D}$

7. Потери в теплосети 1,5% от $\mathbf{W}_{сеть}$ .

8. Энтальпия воды, сбрасываемой в барбатер, составляет

$\acute{i}_{др}$=167 кдж/кг.

9. Температура сырой воды $t_{св}$ = 5° С.

Расчет принципиальной тепловой схемы

Пар, выходящий из редукционно-охладительной установки, имеет параметры : $\mathbf{p}_2$=1,18·10$^5$ н/м$^2$, $t_2$=104° С. По $\mathbf{p}_2$ и $t_2$ находим значение $\acute{i}_2''$=2680 кдж/кг.

Принимаем пар сухим насыщенным..

0пределяем расход пара для подогрева сетевой воды в бойлерах из уравнения;

$$\mathbf{Q}_с = \mathbf{Q}_б=\mathbf{D}_б\,(\acute{i}_2''- \acute{i}_к) \quad \text{кдж/сек}$$

Откуда

$$\mathbf{D}_б=\mathbf{Q}_б$$

Из схемы на рис.6 видно, что температура конденсата $t_к$ = 80° С, а $\acute{i}_к$ =335 кдж/кг.

$$\mathbf{D}_б=16{,}8\cdot10^3/(2680-335)=7{,}17 \quad \text{кдж/сек}$$

Расход воды сетевой

$$\mathbf{W}_{сеть}= \mathbf{Q}_б/\ (\acute{i}_{гор}- \acute{i}_{обр})= 16{,}8\cdot10^3/(377\text{-}293)=200 \quad \text{кдж/сек}$$

Расход тепла на технологические нужды составит:

$$\mathbf{Q}_{техн}= \mathbf{D}_{техн}\ (\acute{i}^x - \acute{i}_к)= 4{,}16\ (2770-293)=10{,}3\cdot10^3 \quad \text{кдж/сек}$$

где $\acute{i}^x = \acute{i}_2''-(1\text{-}x)\tau$=2790- (1- 0,99) 1960=2770 кдж/кг.

Суммарный расход тепла на подогрев сетевой воды ( $\mathbf{Q}_б$) и на технологические нужды ( $\mathbf{Q}_{техн}$ ) равен:

$$\mathbf{Q}= \mathbf{Q}_б+ \mathbf{Q}_{техн}=16{,}8\cdot10^3+10{,}3\cdot10^3 =27{,}1\cdot10^3 \quad \text{кдж/сек}$$

Учитывая, что температура воды перед экономайзером $t_{пв}$= 104° С, $\acute{i}_{пв}$= 436 кдж/кг, а пар на выходе из барабана котлоагрегата имеет следующие параметры: $\mathbf{p}_1$=13,7 * 10 $^5$ н/м$^2$ ; $\mathbf{x}$ = 0,99; $\acute{i}^x$ = 2770 кд;/кг, то расход пара на подогрев сетевой воды и на технологические нужды составит:

$$\mathbf{D}= \mathbf{Q}/\ (\acute{i}^x - \acute{i}_{пв})= 27{,}1\cdot10^3\ /\ (2770-436)=11{,}61 \quad \text{кг/сек}$$

Расход пара на деаэрапию воды ( $\mathbf{D}_д$) и расход пара на подогрев сырой воды перед химводоочисткой ($\mathbf{D}_п^{св}$ ) приблизительно составляет 3 - 11% от $\mathbf{D}$.

В данном примере расход пара на вышеуказанные нужды принимаем 9% от $\mathbf{D}$ с последующим уточнением:

$$\mathbf{D}_2 = \mathbf{D}_{ред} = \mathbf{D}_д + \mathbf{D}_п^{св} = 0{,}09 \cdot \mathbf{D} = 0{,}09 \cdot 11{,}61 = 1{,}05 \text{ кг/сек}$$

Расход острого пара, поступающего в РОУ равен:

$$\mathbf{D}_1 = \mathbf{D} - \mathbf{D}_{техн} + \mathbf{D}_2 = 11{,}61 - 4{,}16 + 1{,}05 = 8{,}50 \text{ кг/сек}$$

Расход питательной воды с учетом продувок котельных агрегатов и потерь внутри котельной:

$$\mathbf{W}_{пв} = \mathbf{D}(1 + d_{пр}/100 + d_{ут}/100) = 11{,}61 \cdot 1{,}06 = 12{,}35 \text{ кг/сек}$$

1.<u>Расчет редукционно-охладительной установки</u>

Составляем схему РОУ с указанием всех параметров (см.рис.7).

Требуется определить количество редуцированного пара с параметрами: $\mathbf{p}_2 = 1{,}18 \cdot 10^5$ н/м$^2$ = 1,18 бар; $t_2 = 104^oC$;

$i_2'' = 2680$ кдж/кг.

Для этого определяем расход острого пара и увлажняющей воды $\mathbf{W}_1$:

$$\mathbf{W}_1 = \mathbf{D}_1 ( i^x - i_2'') / ( i_2'' - i'_{увл}) = 8{,}5(2770-2680)/2680 - 436 = 0{,}33 \text{ кг/сек}$$

0пределяем расход редуцированного пара из уравнения /2/

$$\mathbf{D}_{ред} = \mathbf{D}_1 + \mathbf{W}_1 = 8{,}5 + 0{,}33 = 8{,}83 \text{ кг/сек.}$$

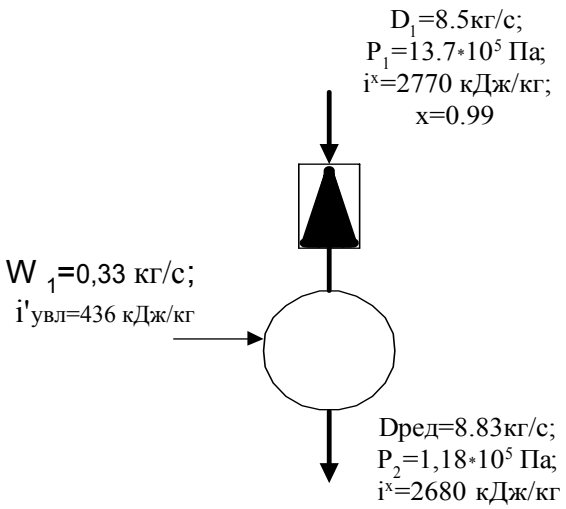



Рис.7 Узел РОУ

## 2. Расчет сепаратора непрерывной продувки

Определяем количество продувочной воды из барабана котельного агрегата

$$\mathbf{W}_{пр}= \mathbf{W}_{пв} - \mathbf{D}=12,35-11,61=0,74 \quad кг/сек.$$

Часть продувочной воды возвращается в деаэратор в виде вторичного пара сепаратора. Определяем количество вторичного пара, получаемого в сепараторе . потерями тепла в сепараторе пренебрегаем (см,рис.8).

Энтальпия продувочной воды равна энтальпии кипящей воды в барабане при давлении $\mathbf{p}_1 = 13,7* 10^5$ н/м= 13,7 бар, которую находим по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара:

$\acute{i}'_{пр}$= 825 кдж/кг.

Энтальпия влажного пара в расширителе при X = 0,98;

$$\acute{i}_p^x=\acute{i}_2''-(1-x)\tau =2680- (1-0,98)\cdot 2250=2640 \text{ кдж/кг}$$

Этальпия воды, выходной из расширителя, $\acute{i}'_p$ = 436 кдж/кг.

Из уравнения /5/ определяем количество вторичного пара

$$\mathbf{D}_p= 0,74(825 – 436)/(2635 – 436)=0,13 \text{ кг/сек}$$

Количество сливаемой воды в барбатер:

$$\mathbf{W}_p= \mathbf{W}_{пр} - \mathbf{D}_p = 0,74 - 0,13= 0,61 \text{ кг/сек}$$

## 3. Расчёт расхода химически очищенной воды

Общее количество воды, добавляемое из химводоочистки, состоит из следующих потерь:

а) потери конденсата от технологических потребителей

$$W_2 = ((100 - m)/100) \cdot D_{техн} = (40/100)4{,}16 = 1{,}67 \text{ кг/сек.},$$

б) потери продувочной воды

$$W_p = 0{,}61 \text{ кг/сек.};$$

в) потери внутри котельной

$$D_{ут} = (d_{ут}/100)D = 0{,}03 \cdot 11{,}61 = 0{,}35 \text{ кг/сек.}$$

г) потери воды в теплосети

$$W_{сп} = 0{,}015 \cdot W_{сеть} = 0{,}015 \cdot 200 = 3{,}00 \text{ кг/сек}$$

Общее количество химически очищенной воды равно:

$$W_{хво} = 1{,}67 + 0{,}61 + 0{,}35 + 3{,}00 = 5{,}63 \text{ кг/сек.}$$

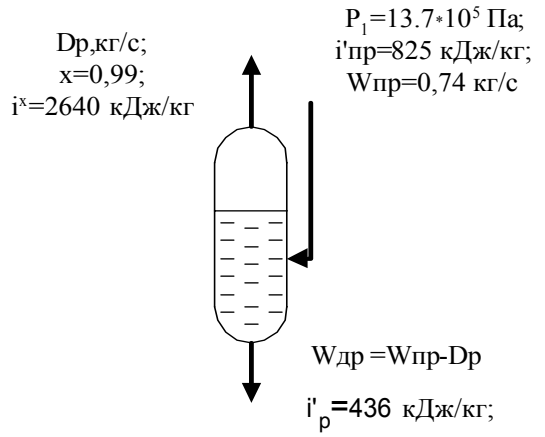



Рис.8 Узел сепаратора непрерывной продувки

## 4. Расчёт водоводяного подогревателя воды

0предляем энтальпию сырой воды (см.рис.9) на выходе из подо-вателя /6/:

$$i_2 = [W_p(i'_p - i_p)/W_{хво}] + [W_{хво} \cdot i_1/W_{хво}] \text{ кг/сек;}$$

$W_p = 0{,}61$ кг/сек

$i'_p = 436$ кдж/кг – энтальпии воды, выходящей из расширителя при $p = 1{,}181 * 10^5$ н /м$^2$;

$i_p = 167$ кдж/кг – принимаем энтальпию воды при $t = 40^oC$

на выходе из подогревателя;

$\acute{i}_1$ = 20,9 кдж/кг – энтальпия сырой воды

$W_{хво}$ =5,63 кг/сек( – количество воды, которое должно пройти через химводоочистку.

Для упрощения расчёта принимаем, что потери тепла и воды в подогревателе отсутствуют, тогда:

$\acute{i}_2$= 0,63(436 – 167)/5,63 + 20,9=50,0 кдж/кг,

чему соответствует температура воды $t_2$ = 12 $^{o}$ С..

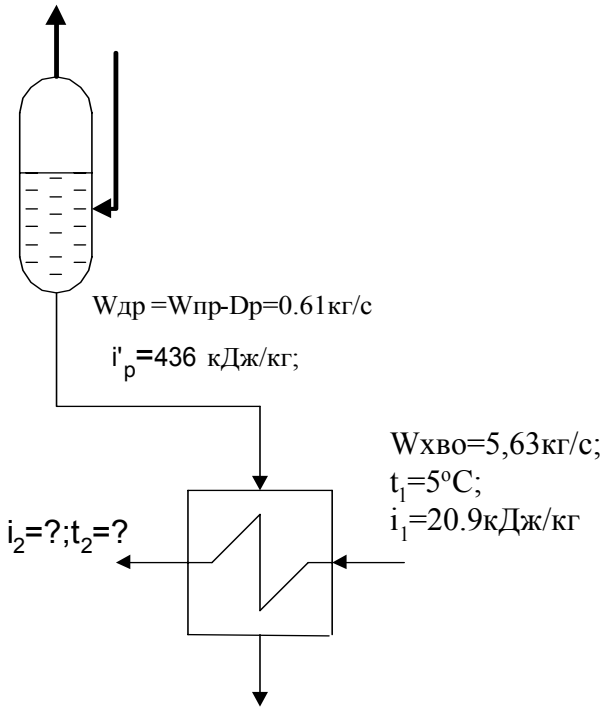
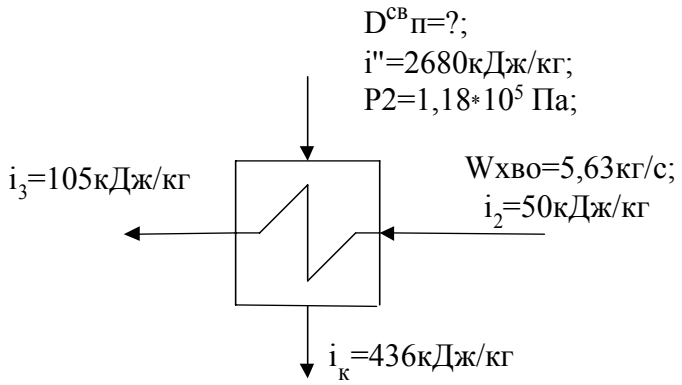



Рис.9, Узел водоводяного подогревателя воды

## 5. Расчет пароводяного подогревателя воды

Определяем расход пара на подогрев сырой воды до температуры 25$^{o}$ С (см.рис.10) на основании уравнения /7/:




Рис,10. Узел пароводяного подогревателя сырой воды

$$D_п^{св} = W_{хво}(i'_3 - i'_2)/(i'' - i'_к)\,\eta_п \text{ кг/сек},$$

где $W_{хво}$= 5,63 кг/сек;

$i'_3$= 105 кд;/кг – энталышя воды на выходе из подогревателя;

$i'_2$= энтальпия воды' на входе в подогреватель (или на выходе из водоводяного подогревателя) равная 50 кдж/кг;

$i''$= 2680 кдж/кг - энтальпия пара после Р0У;

$i'_к$= 436 кдж/кг-энтальпня конденсата при $p$ =1,12 бар (конденсат поступает в деаэратор, где $p$ =1,18 бар);

$\eta_п$ -коэффициент, учитывающий потери тепла подогревателем в окружающую среду. В данной работе этими потерями можно пренебречь, т.е. принять $\eta_п$ =1.

$$D_п^{св} = 5{,}36(105 - 50)/(2680 - 436) = 0{,}14 \text{ кг/сек}.$$

## 6. Расчет конденсатного бака

Находим суммарное количество воды $W_{см}$, которое поступает в конденсатный бак. В бак подается конденсат от технологических потребителей и вода из химводоочистки

.

$$W_{см} = (m/100)\,D_{техн} + W_{хво} = (60/100)4{,}16 + 5{,}63 = 8{,}13 \text{ кг/сек}$$

Температура смеси ($t_{см}$ ) конденсата определяется по формуле /8/:

$$t_{см} = (70 \cdot 2{,}5 + 25 \cdot 5{,}63) / 8{,}13 = 39\ ^{o}C,$$

чему соответствует энтальпия $\acute{i}_{см} = 163$ кдж/кг.

## 7. Расчёт пароводяного теплообменника (охладителя выпара)

На рис.11 видно, что вода из конденсатного бака идет в пароводяной теллообменник (охладитель выпара). В этом аппарате пар, поступающий из деаэратора с давлением $\mathbf{p}_2 = 1{,}18 * 10^5$ н/м$^2$-, конденсируется при температуре $t_к = 104\ ^{o}C$.

При деаэрации 1 тонны воды, по данным ЦКТИ, выделяется от 2 до 4 кг пара. В данной тепловой схеме принимается в среднем 3 кг пара, который выделяется из 1 тонны воды.
Для того, чтобы определить , количество пара, поступающего в теплообменник, необходимо определить расход воды в деаэраторе

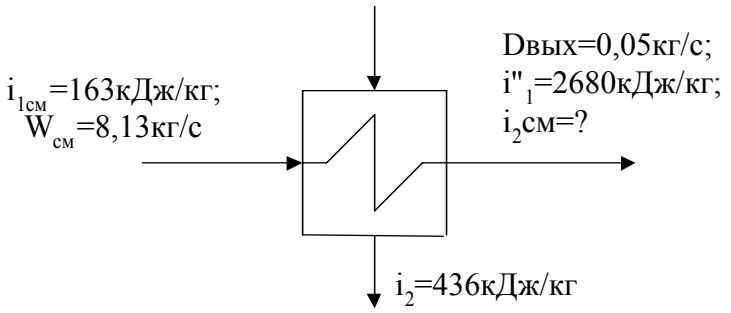



Рис.11. Узел пароводяного теплообменника

$$\mathbf{W}_{д}^{o} = \mathbf{W}_{б} + \mathbf{W}_{см} = 7{,}17 + 8{,}13 = 15{,}3 \text{ кг/сек},$$

где $\mathbf{W}_{б} = \mathbf{D}_{б}$- конденсат в теплообменнике .

Энталъпия воды в деаэраторе $\acute{i}'_{д} = 436$ кдж/кг.
Ориентировочно расход пара, поступающего в теплообменник будет:

$$\mathbf{D}_{вых} = 0{,}003 \cdot \mathbf{W}_{д} = 0{,}003 \cdot 15{,}3 = 0{,}05$$

Из уравнения /7/ определяем энтальпию воды на выходе из охладителя выпара

$$\acute{i}_{2см} = \mathbf{D}_{вых}( \acute{i}_1'' - \acute{i}_к ) / \mathbf{W}_{см} + \mathbf{W}_{см} \cdot \acute{i}_{1см} / \mathbf{W}_{см} \quad \text{кдж/кг}$$

где $\acute{i}_1'' = 2680$ кдж/кг - энтальпия пара на выходе из деаэрато-

ра при $\mathbf{p}_2 = 1{,}18 \cdot 10^5$ н/м$^2$ ;

$\acute{i}_к = 436$ кдж/кг - энтальпия конденсата при $\mathbf{p} = 1{,}18 \cdot 10^5$ н/м$^2$;

$\acute{i}_{1см} = 163$ кдж/кг - энтальпня смеси конденсата при $\mathbf{t}_{1см} = 39^o$ С;

$$\acute{i}_{2см} = 0{,}05(2680 - 436)/8{,}13 + 163 = 176{,}8 \text{ кдж/кг.}$$

Чему соответствует температура $t_{2см} = 42\ ^o$С.

## 8. Расчет деаэратора

Узел деаэратора обычно имеет много входных и выходных потоков.
Для его расчета составляем схему с указанием всех потоков (см.рис.12).

Рис.12, Узел деаэратора

Напишем уравнение теплового баланса деаэратора, пользуясь формулой (9):

$$\mathbf{W}_{см} \cdot \acute{i}_{2см} + \mathbf{W}_б \cdot \acute{i}_к + \mathbf{D}_р \cdot \acute{i}_р^{\,x} + \mathbf{D}_д \cdot \acute{i}_2'' = \mathbf{W}_д \cdot \acute{i}_д' + \mathbf{D}_{вых} \cdot \acute{i}_1''$$

Из второго уравнения определяем

$$\mathbf{D}_д = (\mathbf{W}_д \cdot \acute{i}_д' + \mathbf{D}_{вых} \cdot \acute{i}_1'' - \mathbf{W}_{см} \cdot \acute{i}_{2см} + \mathbf{W}_б \cdot \acute{i}_к)/\acute{i}_2'' =$$
$$= (15{,}3 \cdot 436 + 0{,}05 \cdot 2680 - 8{,}13 \cdot 176{,}8 - 7{,}17 \cdot 335 - 0{,}13 \cdot 2640)/2680 =$$
$$= 0{,}98 \text{ кг/сек}$$

Уточненный расход пара на деаэрацию питательной роды $\mathbf{D}_д$ и на подогрев сырой воды перед химводоочисткой $\mathbf{D}_п^{св}$ составляет:

$$\mathbf{D}_2 = \mathbf{D}_д + \mathbf{D}_п^{св} = 0.98 + 0.14 = 1.12 \text{ кг/сек.}$$

Суммарное количество тепла на подогрев сетевой воды $\mathbf{Q}_б$ на деаэрацию питательной воды $\mathbf{Q}_д$ и на подогрев сырой воды перед химводоочисткой $\mathbf{D}_п^{св}$ составляет:

$$\mathbf{Q}' = \mathbf{Q}_б + \mathbf{D}_2(\acute{i}_2'' - \acute{i}_к) = 16{,}8 \cdot 10^3 + 1{,}12(2680 - 436) = 19{,}31 \cdot 10^3 \text{ кдж/сек.}$$

Суммарное количество острого пара $D_1'$ на подогрев сетевой воды, деаэрацию питательной воды и на подогрев сырой воды перед химводоочисткой определяется из равенства:

$$D_1' = Q'/(i^x - i_{пв}) = 19{,}31 \cdot 10^3 / (2770 - 435) = 8{,}3 \text{ кг/сек}$$

что близко к ранее принятому $D_1' = 8{,}5$ кг/сек (стр.16).
Полная нагрузка на котельную составит:

$$D_{сумм} = D_1' + D_{техн} + (d_{ут}/100) \cdot D = 8{,}3 + 4{,}16 + (3/100) \cdot 11{,}61 = 12{,}8 \text{ кг/сек}$$

Литература

[ 1 ], глава 3, § 3-5;
[ 2 ], глава 10, § 64.

## III. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА КОТЛОАГРЕГАТОВ, УСТАНАВЛИВАЕМЫХ В КОТЕЛЬНОЙ

Учитывая, что в курсовой работе не приводится график годового расхода пара, в задании условно принимается максимальная нагрузка котельной, соответствующая суммарной паропроизводительности котельной, т.е. $D_{сум}$ , которая берется из расчета принципиальной тепловой схемы.
Подбирая количество устанавливаемых котлоагрегатов, учитывают максимальную тепловую нагрузку котельной $D_{сум}$ и руководствуются следующими соображениями:

а) недопустимо устанавливать один котлоагрегат, а общее их количество не должно превышать четырех-пяти;

б) устанавливаемые котлоагрегаты должны иметь одинаковую номинальную производительность.

Может оказаться, что один из котлоагрегатов буде недогружен, в этом случае он явится резервным.

Котельные агрегаты типа ДКВР имеют следующую номинальную производительность:

| Наименование | ДКВР-2,5--13 | ДКВР-4--13 | ДКВР-6,5--13 | ДКВР-10--13 | ДКВР-20--13 |
|---|---|---|---|---|---|
| Номинальная производительность, $D_к$ кг/сек | 0,965 | 1,11 | 1,80 | 2,78 | 5,56 |

При работе на газообразном топливе или мазуте паропроизводительность котельного агрегата можно увеличить на 25 – 30%.

## 1V.РАСЧЕТ ОБЪЕМОВ И ЭНТАЛЬПИЙ ПРОДУКТОВ ГОРЕНИЯ И ВОЗДУХА

Элементарный состав топлива

| Вид топлива | Рабочая масса топлива в % | | | | | | | | Низшая теплота сгорания |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $W_р$ | $A^р$ | $S^р_к$ | $S^р_{ор}$ | $C^р$ | $H^р$ | $N^р$ | $O^р$ | $Q^р_н$ |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Донецкий каменный уголь: | | | | | | | | | |
| Марка "Д" | 13,0 | 19,6 | 2,4 | 1,6 | 50,6 | 3,7 | 1,1 | 8 | 20 |
| "Г" | 8,0 | 14,7 | 1,9 | 1,4 | 62,2 | 4,2 | 1,2 | 6,4 | 2 |
| "ПЖ" | 6,0 | 18,8 | 3,6 | | 62,5 | 3,8 | 1,1 | 4,2 | 29 |
| "Т" | 6,0 | 17,0 | 1,0 | 0,7 | 69,3 | 3,2 | 1,2 | 1,6 | 26 |
| "АС" | 6,0 | 13,2 | 1,1 | 0,6 | 75,2 | 1,5 | 0,8 | 1,6 | 28 |
| "АРШ" | 8,0 | 20,0 | 1,0 | 0,6 | 66,6 | 1,3 | 0,7 | 1,8 | 23 |
| Кузнецкий бассейн: | | | | | | | | | |
| Анжеро-Судженский "ПС" | 6.0 | 12.2 | 0.6 | | 74.4 | 3.5 | 1.6 | 1.7 | 28 |
| Ленинский "Г" | 8.5 | 10.1 | 0.6 | | 67.7 | 4.7 | 2.2 | 6.3 | 26.7 |
| Кемеровский "ПС" и "К" | 8.0 | 14.0 | 0.4 | | 67.9 | 3.9 | 1.5 | 4.3 | 26.8 |

| | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Прокопьевск “СС” | 8.5 | 11.0 | 0.4 | | 70.0 | 4.0 | 1.8 | 4.3 | 27 |
| Кизеловское “СС” | 8,0 | 9,0 | 0,4 | | 73,1 | 3,7 | 1,9 | 3,9 | 27,7 |
| Араптеевское “Т” | 7.0 | 15.0 | 0.5 | | 69.4 | 3.2 | 1.6 | 3.3 | 26.6 |
| Карагандинский Бассейн | | | | | | | | | |
| “ПЖ/ПС” | 8,0 | 26,0 | 0,7 | | 56,1 | 3,4 | 0,9 | 4,9 | 21,9 |
| Иркутская обл. | | | | | | | | | |
| Черемховское | | | | | | | | | |
| марка “Д” | 12,0 | 15,0 | 0,4 | 0,6 | 56,9 | 4,2 | 1,2 | 9,7 | 22,3 |
| Антрацит | 7,0 | 16,7 | 1,1 | 0,6 | 70,5 | 1,4 | 0,8 | 1,9 | 25,2 |
| Мазут | 3,0 | 0,3 | | 0,5 | 90,5 | 3,0 | 1,0 | 1,7 | 39,8 |

Рсчетные характеристики газообразного топлива приводятся ниже

| Наименование газа | Состав газа в % по объему | | | | | | | $Q^c_м$ МДж / кг | ρ, кг/ м$^3$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $CO_2$ | $CH_4$ | $C_2H_6$ | $C_3H_8$ | $C_4H_{10}$ | $C_5H_{12}$ | $N_2$ | | |
| Природный газ | 0,2 | 94,0 | 1,2 | 0,7 | 0,4 | 0,2 | 3,3 | 34,02 | 0,762 |

Теоретическое количество сухого воздуха, необходимого для полного сгорания при $\alpha = 1$, определяется по формулам для твердого и жидкого топлива:

$$V_в^o = 0.0889*(C^p + 0.375*S^p_{ор.к}) + 0.265H^p - 0.033O^p, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad /14/$$

для газообразного топлива:

$$V_в^o = 0.0476*[0.5CO + 0{,}5H + 1.2HS + \sum(m + n/4C_mH_n)], \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad /15/$$

**Примечание.** Здесь и далее газообразное топливо, воздух, продукты сгорания берутся в м$^3$ при нормальных условиях, т.е. при $0^0$С и при 760 мм. рт. ст. или 101300 Н/м$^2$.

Теоретические объёмы продуктов горения при $\alpha = 1$ для твердого и жидкого топлива:

Объём трехатомных газов:

$$V_{RO_2} = 0.01866*(0.5*C^P + 0{,}375*S^p_{ор.к}), \text{ м}^3/\text{кг}; \quad /16/$$

Объём азота: $O_2$

$$V_{N_2} = 0.79*V_в^o + 0{,}008*N^p, \text{ м}^3/\text{кг} \quad /17/$$

Объём водяных паров:

$$V_{H_2O} = 0.111*H^P + 0{,}0124*W^p + 0{,}0161*V_в^o, \text{м}^3/\text{кг} \quad /18/$$

для газообразного топлива:

$$V_{RO_2} = 0{,}01*[CO_2 + CO + HS + + \sum m*C_m*H_n], \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad /19/$$

$$V_{N_2} = 0{,}79*V_в^o + 0.01*N_2, \text{м}^3/\text{м}^3; \quad /20/$$

$V_{H_2O}^o=0.01*[H_2S+H_2+\sum(n/2)*C_mH_n+0.124d_m+0.0161*V_в^o]$, м$^3$ /м$^3$; /21/

Объём продуктов сгорания:

$V=V_{RO_2}+V_{N_2}+V_{H_2O}$, м$^3$/м$^3$ или м$^3$/кг; /22/

где $d_m$ – влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 м$^3$ сухого газа (г/м$^3$), в курсовой работе можно принять $d_m$*=10 г/м*$^3$.

Расчет действительных объёмов продуктов сгорания ( при $\alpha = 1$) следует вести по формулам:

Объём водяных паров:

$V_{H_2O}= V_{H_2O}^o +0,0161*(\alpha-1)V_в^o$, м$^3$ /м$^3$ или м$^3$/кг; /23/

Объём продуктов сгорания:

$V_Г= V_{RO_2}+V_{N_2}+V_{H_2O} +(\alpha-1)V_в^o$, м$^3$ /м$^3$ или м$^3$/кг; /24/

В формулах для определения объёма водяных паров /18/, /21/, /23/ влагосодержание принято равным $V_в^o$ =10 г/кг сухого воздуха.

Энтальпия теоретических объёмов воздуха ( при $\alpha = 1$) и продуктов горения определяется по формулам:

$J= V_в^o(C\upsilon)_в$ , кДж/кг или кДж/м$^3$ /25/

$J= V_{RO_2}(C\upsilon)_{RO_2}+ V_{N_2}(C\upsilon)_{N_2}+ V_{H_2O}(C\upsilon)_{H_2O}$, кДж/кг или кДж/м$^3$ /26/

Энтальпия действительных объёмов продуктов горения определяется по формуле

$J_2=J_2^o+(\alpha-1)Jв^o$ , кДж/ кг или кДж/ м$^3$. /27/

Литература

/1/, глава 5, § 5-3.

## V.ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Тепловой баланс составляется для определения к.п.д. котлоагрегата и расхода топлива при установившемся тепловом режиме котлоагрегата.

Уравнение теплового баланса

$Q_р^р= Q_1+ Q_2 + Q_3 + Q_4+ Q_5 + Q_6$ /28/

где $Q_р^р$-располагаемое тепло, кДж/ кг или кДж/ м$^3$ ;

$Q_1$-тепло,полезно воспринятое в котлоагрегате поверхностями нагрева, кДж/ кг или кДж/ м$^3$;

$\sum Q_{пот}= Q_2 + Q_3 + Q_4+ Q_5 + Q_6$-потери тепла соответственно с уходящими газами, от химической неполноты сгорания, от механического недожога, от потерь в окружающую среду и с физическим теплом шлаков, кДж/ кг или кДж/ м$^3$;

Вкурсовой работе не учитывается тепло горячего воздуха, подоваемого в топку и подогретого вне агрегата, а также тепло парового дутья, затрата тепла на размораживание смерзшигося топлива и т.д. Поэтому можно принять $Q_р^р= Q_н^р$, кДж/ кг или кДж/ м$^3$.

Приняв располагаемое тепло $Q_р^р$ за 100%, выражение /28/ можно записать в виде

$100\%= q_1+ q_2 + q_3 + q_4+ q_5 + q_6 = q_1+\sum q_{пот}$ /29/

Если известны потери тепла в котлоагрегате, то его к.п.д. брутто определяется из выражения

$\eta_{ка}=q_1=100\%- \sum q_{пот}$ /30/

Потери тепла с уходящими газами определяются по формуле

$$Q_{ух}=(J_{ух}-\alpha_{ух}*J^{o}_{х,в,})\ (100-q_4)/100 \qquad /31/$$

где $J_{ух}$-энтальпия уходящих газов, кДж/ кг или кДж/ м$^3$;

$\alpha_{ух}$ –коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом;

$J^{o}_{х,в,}=V_в{}^{o}(Ct)_{хв}$-энтальпия холодного воздуха при ,которую обычно принимают равной 30$^o$С , кДж/ кг или кДж/ м$^3$.

Удельную теплоемкость воздуха при 30$^o$С можно принять равной 1,3 кДж/ м$^3$ град.

В связи с тем, что объемы продуктов сгорания рассчитываются в предположении полного сгорания топлива, в уравнении /31/ введена поправка на величину $q_2$ – механической неполноты сгорания .

Потери тепла от механической неполноты сгорания вызываются провалом топлива, уносом недогоревшего топлива с уходящими из топки газами и недожогом его в шлаках.

При тепловых расчетах значение потерь тепла $q_4$ можно принять по таблице 3.

Потери тепла от химической неполноты сгорания $q_3$ принимаются в зависимости от вида топлива и метода сжигания, согласно характеристикам топочных устройств.(см.табл. 3)

Потери тепла котлоагрегатом в окружающую среду $q_5$ могут быть найдены для стационарных котлоагрегатов по графику, приведенному на рис.13.

Потери тепла с физическим теплом шлаков $q_6$ в курсовой работе можно не учитывать.

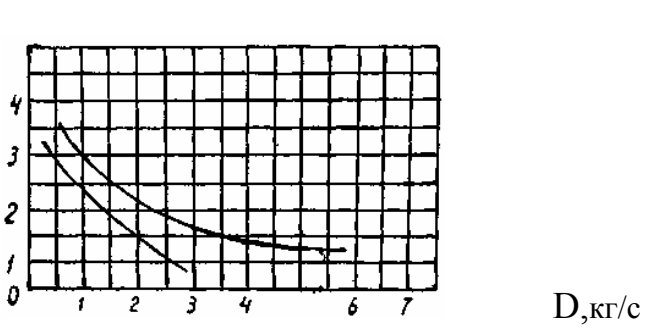



Рис.13. Зависимость потери тепла в окружающую среду от производительности котлоагрегата; 1- с экономайзером;2- без экономайзера.

После нахождения всех потерь можно определить к.п.д. котлоагрегата(брутто)

$$\eta_{ка}{}^{бр}=q_1=100\%-\sum q_{пот} \qquad /32/$$

расход топлива из уравнения

$$B=D_{ка}\{(i_п-i_{пв})+d_{пр}(i_{кип}-i_{пв})/100\}\ /\ (Q_н{}^{р}\ \eta_{ка}{}^{бр})$$

где $D_{ка}$ - паропроизводительность котлоагрегата, кг / сек;

$i_п$- энтальпия пара, выходящего из котлоагрегата, кДж / кг;

$i_{пв}$ – энтальпия питательной воды, кДж / кг;

$i_{кип}$ – энтальпия кипящей воды, кДж / кг.

Величины $i_п$ , $i_{пв}$ берутся по таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара /5/.

С учетом потери тепла $q_4$ расчетный расход полностью сгоревшего топлива в топке составит

$$B_р=B(100-q_4)/100$$

где $\eta_{ка}{}^{бр}$ и $B$ – определяются для двух вариантов – с установкой и без установки экономайзера.

Литература

/1/ , глава 3,§ 19.

## VI. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВОДЯНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРА.

Исходными данными для расчета водяного экономайзера являются:

1. Температура воды перед экономайзером, $^0$C.
2. Температура газов перед экономайзером, $^0$C.
3. Температура газов после экономайзера, $^0$C.

Расчетом определяются:

1. Температура воды на выходе из экономайзера, $^0$C.
2. Поверхность нагрева экономайзера, м$^2$.

Тепловосприятие экономайзера определяется по формуле:

$$Q_э=[J`_э-J``_э+\Delta\alpha_э V(Ct)_{хв}]\varphi$$

где $J`_э$ – энтальпия газов перед экономайзером, кДж/ кг;

$J``_э$ - энтальпия газов за экономайзером, кДж/ кг;

$\varphi$ – коэффициент сохранения тепла.

Затем определяется энтальпия воды, выходящей из экономайзера, по формуле

$$i_{2пв}=i_{1пв}+(Q_э B_р) / [D_{ка}(1+d_{пр})]$$

$i_{1пв}$ - – энтальпия воды при входе в водяной экономайзер, кДж/ кг.

Температура воды после экономайзера определяется по соответствующей энтальпии воды $i_{2пв}$ при давлении $p_1$.

Если энтальпия воды после водяного экономайзера меньше температуры воды при температуре кипения, то экономайзер получается некипящим. В этом случае для чугунных экономайзеров температура воды после экономайзера должна быть на 30-50$^0$C ниже температуры кипения воды в котле во избежание закипания воды в экономайзере.

Если энтальпия воды после экономайзера больше энтальпии воды при температуре кипения, то водяной экономайзер получается кипящим. В этом случае применяются стальные змеевиковые экономайзеры.

Когда определена температура воды после экономайзера, производится определение поверхности нагрева водяного экономайзера по формуле:

$$H=(Q_э B_р) / (K_э \Delta t_э)$$

где $K_э$ - коэффициент теплопередачи в экономайзере,кВт/ м$^2$ град ;

$\Delta t_э$ – температурный напор в экономайзере, $^o$C.

В чугунных ребристых экономайзерах скорость продуктов сгорания обычно составляет 6-8 м/сек. Значение коэффициента теплопередачи при этих скоростях помещено в таблице1.

Температурный напор $\Delta t_э$, $^o$C для прямотока и противотока в экономайзере определяется по формуле

$$\Delta t_э=(\Delta t_б - \Delta t_м) / [2.3Lg(\Delta t_б / \Delta t_м)] \qquad /38/$$

где $\Delta t_б$ – разность температур теплообменивающихся сред на том конце поверхности, где она наибольшая, $^o$C;

$\Delta t_м$ – разность температур теплообменивающихся сред на том конце поверхности, где она наименьшая, $^o$C.

В случае, если $\Delta t_б / \Delta t_м \leq 1.7$, то температурный напор можно определить из выражения

$$\Delta t_э=(\Delta t_б+\Delta t_м) / 2 \qquad /39/$$

Если степень сухости пара X>0, но не более 30%, то температурный напор для экономайзеров рассчитывается по формуле /35/, но вместо температуры воды на выходе из экономайзера в эту формулу подставляется условная температура воды $t_{усл}$,°C

$$t_{усл}=t_{кип}+ \Delta i_п/(2*4.19)$$

где $t_{кип}$ – температура кипения воды при давлении в барабане,°C;

$\Delta i_п = i_{2пв}-i_{кип}$ – количество тепла, затраченное в водяном экономайзере на парообразование, кДж/ кг.

Паросодержание воды на выходе из экономайзера определяется по формуле

$$x=( i_{2пв}-i_{кип}) / r*100\%$$

где $r$ – теплота парообразования при том же давлении в барабане $p_1$.

После определения $H_э$ , подбирается тип экономайзера по табл.4.

Литература

[1], глава 5, § 5-7; глава 4, § 27,30

## VII.ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТОИМОСТИ ИЗРАСХОДОВАННОГО ТОПЛИВА ОДНИМ КОТЕЛЬНЫМ АГРЕГАТОМ.

Расход топлива, которое сжигается в одном котельном агрегате ( при номинальной нагрузке ) следует рассчитать для двух вариантов:

1) котельный агрегат оборудован водяным экономайзером ;
2) котельный агрегат работает без экономайзера ;

Учитывая, что график расхода тепла для упрощения расчета не задан, затраты на топливо Am приближенно можно принять:

$$Am = Bгод*bm, \text{ руб/год}$$

где bm – стоимость топлива в руб/кг или в руб/$м^3$.

В таблице 1 приведены примерные стоимости топлива, которые зависят от вида топлива, способа его добычи и транспортировки, расположения района потребления.

Годовой расход топлива определяется из равенства:

$$Bгод = Qгод / ( Q^p_н*\eta_{ка} )*100*10^6, \text{ кг/год или } м^3/год,$$

где $Q^p_н$ – низшая тепловая способность топлива, кДж/кг или кДж/$м^3$ ;

$\eta_{ка}$ – коэффициент полезного действия котлоагрегата ;

$Qгод = Dгод*\Delta i*10^{-6}$ – годовой расход тепла в ГДж/год, где

$\Delta i = i – iпв$ – приращение энтальпии рабочего тела в котлоагрегате, кДж/кг.

Условно годовой расход пара Dгод перерабатываемого одним котельным агрегатом, можно принять:

$$Dгод = Dка*6600 \quad \text{кг/год}$$

6600 – условное число работы одного котлоагрегата при номинальной нагрузке.

Литература:


1. С.В.Татищев, Ю.Л.Соловьев. Проектирование промышленных паровых энергоустановок малой и средней мощности. ГЭИ, 1960.
2. Ю.Л.Гусев. Основы проектирования котельных установок. Стройиздат, 1967.
3. М.П.Вукалович. Термодинамические свойства воды и водяного пара ( таблицы и диаграммы ). ГЭИ, 1965.
4. Сборник правил руководящих материалов по котлонадзору. М., “ Недра “, 1969.

Таблица № 1

| Последняя цифра подварианта | Расход пара на технологические нужды, Dтехн, кг/сек | Давление пара в барабане, $P_1$ ,бар | Температура сырой воды, $t_{св}$, $^0C$ | Сухость пара в барабане котла x | Сухость пара в расширителе непрерывной продувки x | Потери пара в котельной $d_{ут}$, % | Потери воды с непрерывной продувкой $d_{пр}$ ,% | Температура продуктов горения перед аконамайзером $t_{пгэ}$, $^0C$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 14,8 | 13,7 | 5 | 0,99 | 0,99 | 1,5 | 1,2 | 315 |
| 2 | 13, | 13,7 | 7 | 0,97 | 0,99 | 2,0 | 1,5 | 290 |
| 3 | 12,2 | 13,7 | 10 | 0,98 | 0,99 | 2,4 | 2,0 | 300 |
| 4 | 11,1 | 13,7 | 8 | 0,99 | 0,99 | 3,1 | 2,4 | 300 |
| 5 | 10,0 | 13,7 | 6 | 0,98 | 0,99 | 3,7 | 3,0 | 280 |
| 6 | 8,3 | 13,7 | 9 | 0,97 | 0,99 | 4,2 | 3,5 | 330 |
| 7 | 6,9 | 13,7 | 4 | 0,98 | 0,99 | 5,0 | 4,0 | 320 |
| 8 | 5,6 | 13,7 | 7 | 0,99 | 0,99 | 5,5 | 4,5 | 325 |
| 9 | 3,3 | 13,7 | 8 | 0,97 | 0,99 | 6,1 | 5,0 | 310 |
| 0 | 1,4 | 13,7 | 11 | 0,98 | 0,99 | 6,7 | 6,0 | 310 |

продолжение таблицы № 1

| Температура воды перед экономайзером $t_{вэ}$, $^0C$ | Температура продуктов горения за экономайзером $t_{пгэ}$, $^0C$ | Топливо | Стоимость топлива bm, руб / кг или руб / $м^3$ | Величина подсоса воздуха вгазоходе экономайзера $\Delta\alpha_э$ | Коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом $\alpha_{ух}$ | Коэффициент теплопередачи в экономайзере k,кВт/ $м^2$гр |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 104 | 160 | Антрацит | $6,6*10^{-3}$ | 0,1 | 1,7 | 0,0215 |
| 104 | 150 | Каменный уголь | $10,5*10^{-3}$ | 0,1 | 1,6 | 0,021 |
| 104 | 170 | Бурый уголь | $11,3*10^{-3}$ | 0,1 | 1,65 | 0,0205 |
| 104 | 180 | Мазут | $28,6*10^{-3}$ | 0,1 | 1,39 | 0,015 |
| 104 | 150 | Газ | 0,02 | 0,1 | 1,39 | 0,02 |
| 104 | 165 | Антрацит | $10,0*10^{-3}$ | 0,1 | 1,76 | 0,019 |
| 104 | 160 | Каменный уголь | $11,5*10^{-3}$ | 0,1 | 1,65 | 0,016 |
| 104 | 165 | Бурый уголь | $10,5*10^{-3}$ | 0,1 | 1,65 | 0,0175 |
| 104 | 170 | Мазут | $26,6*10^{-3}$ | 0,1 | 1,39 | 0,0155 |
| 104 | 155 | Каменный уголь | $11,0*10^{-3}$ | 0,1 | 1,65 | 0,0185 |

Таблица № 2

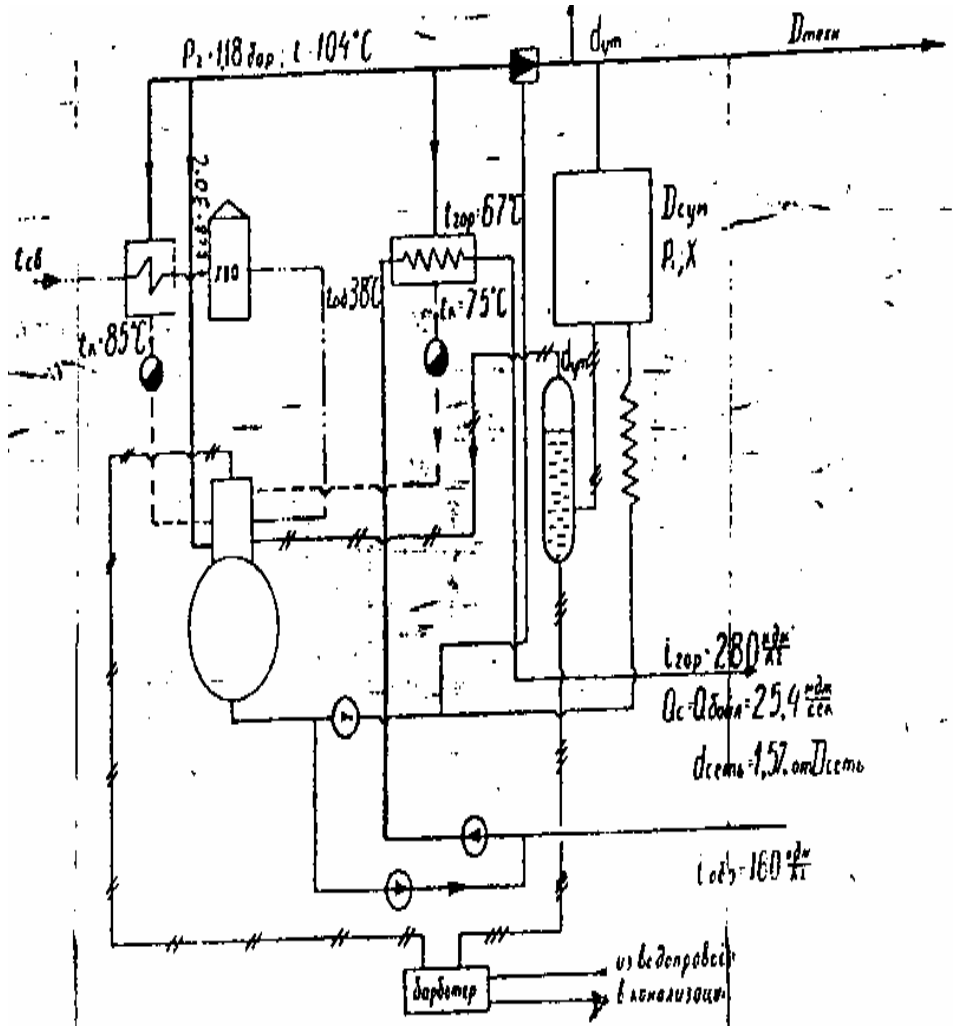
| Предпоследняя цифра подварианта | Номер схемы выбирается по предпоследней цифре подварианта | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 0 |
| Номер схемы | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 |

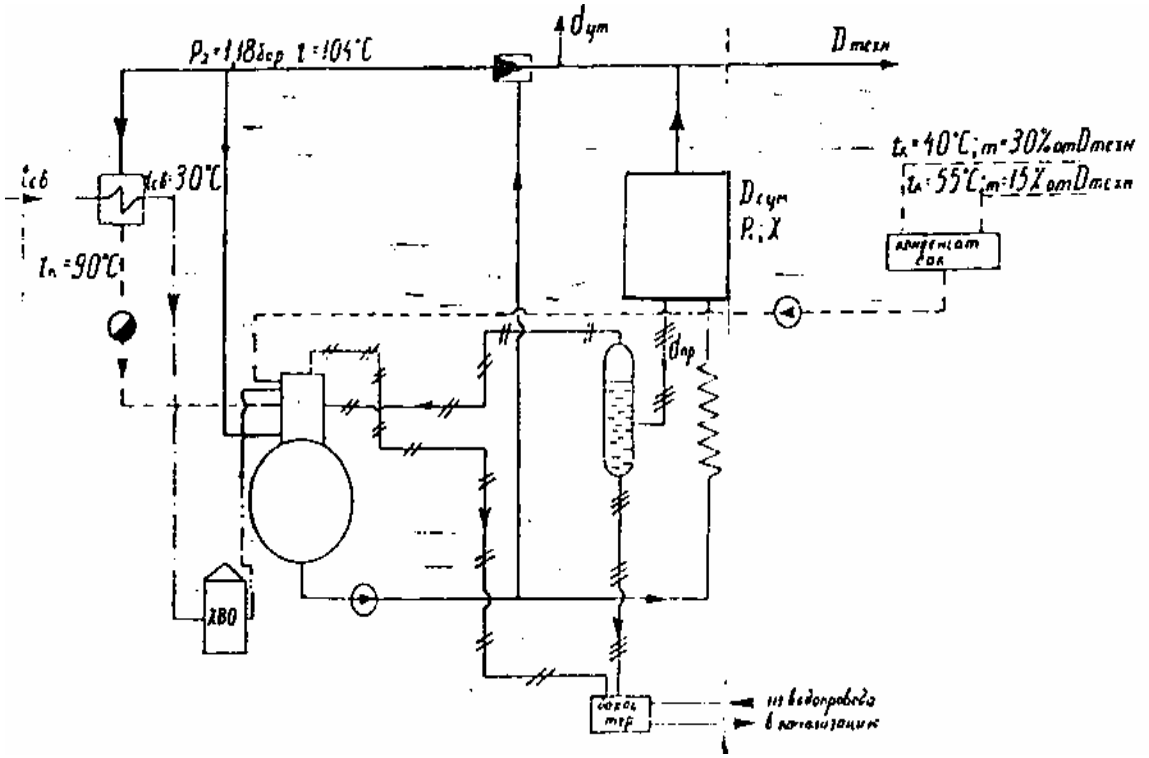
Расчетные характеристики слоевых топокТаблица № 3

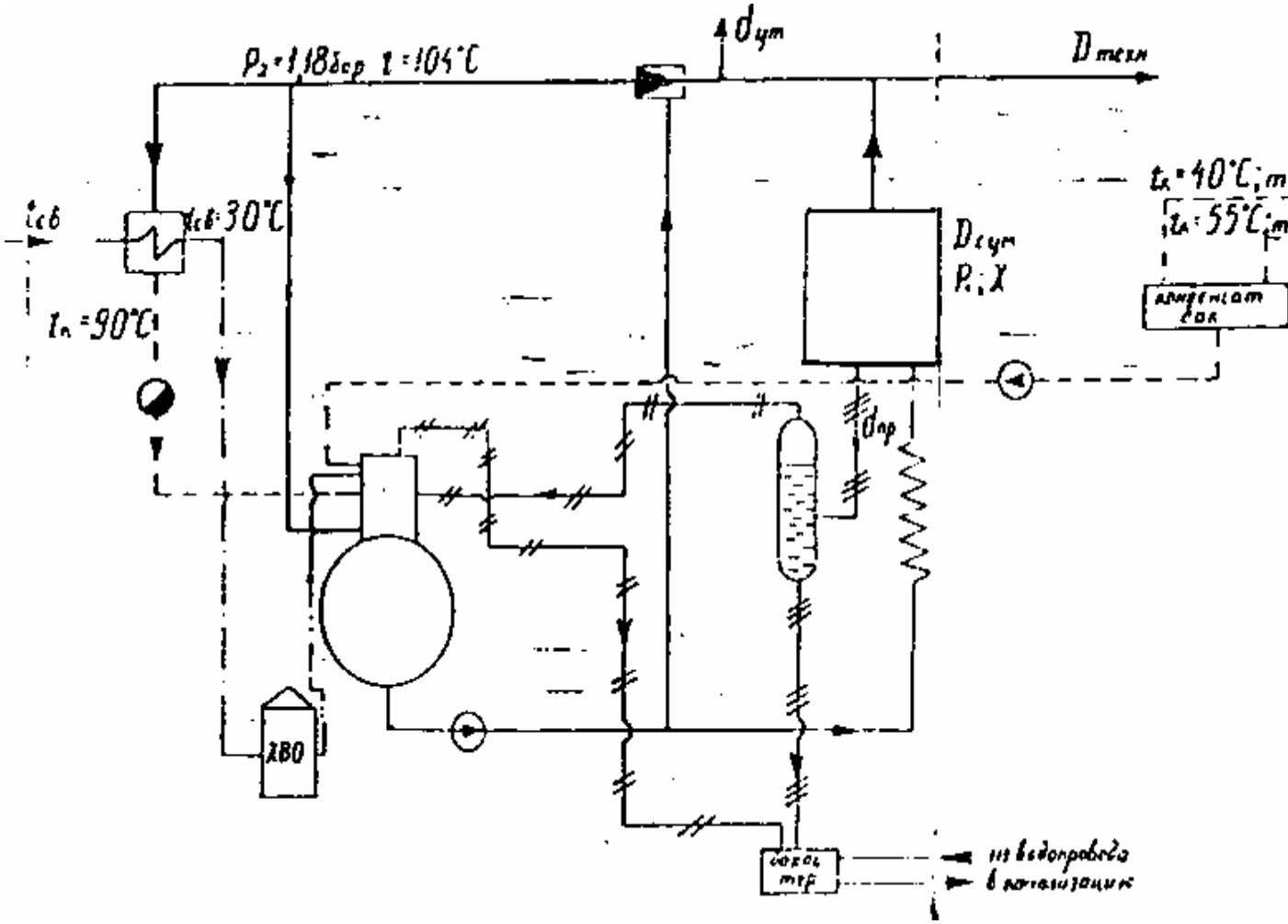
| Тип топки | Наименование топлива | Потери тепла | |
|---|---|---|---|
| | | от химической неполноты сгорания,% | от механической неполноты сгорания,% |
| Слоевая | Антрацит | 0,5 | 10 |
| ---------- | Каменный уголь | 1,0 | 6,0 |
| ---------- | Бурый уголь | 0,5-1,0 | 7,0 |
| Камерная | Мазут | 1,0 | 0 |

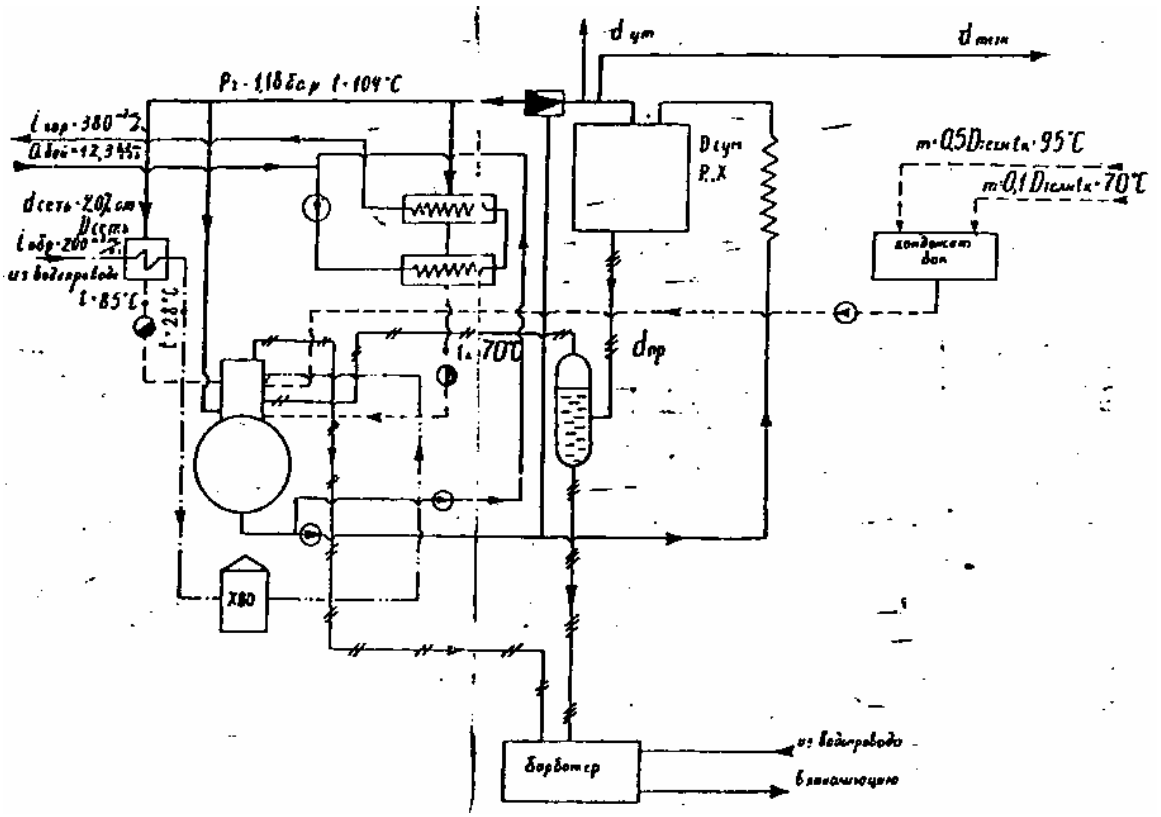
Таблица № 4

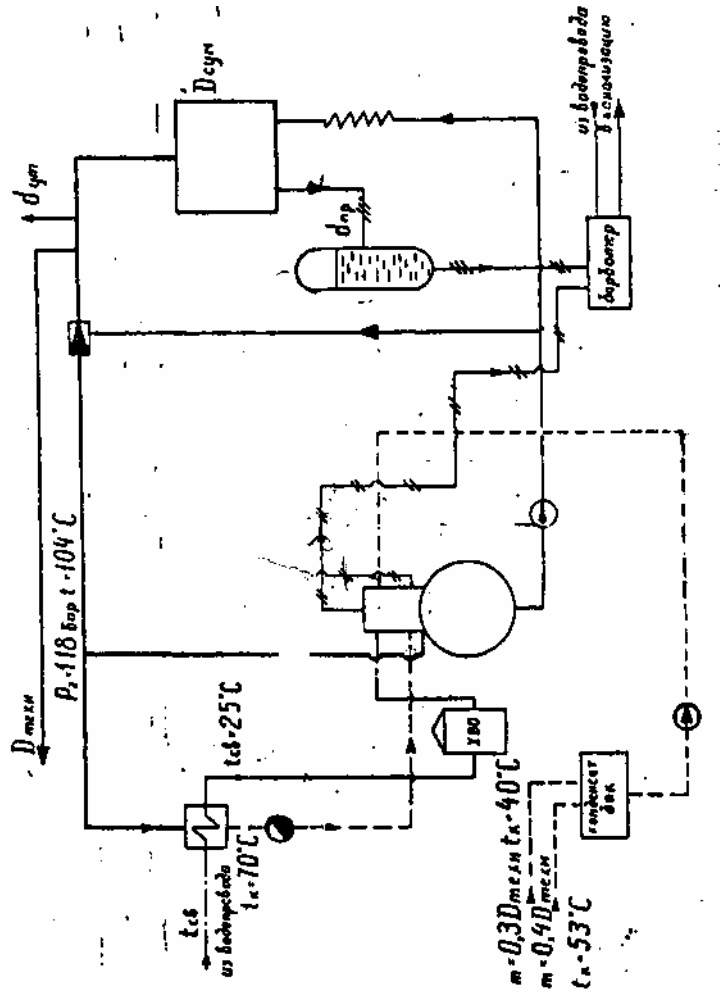
| Тип | Обозначение экономайзера | Поверхность нагрева, $м^2$ | Число ходов по газу | Число труб в ряду | Число рядов по ходу газов | Длина трубы, м | Тип котла |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| \| | ВЭ-1-16П | 94,4 | 2 | 2 | 16 | 2 | ДКВР-2,5-13 |
| \|\| | ВЭ-11-6П | 141,6 | 2 | 2 | 16 | 2 | ДКВР-4-13 |
| X\|\| | ВЭ-X11-16П | 236,0 | 2 | 5 | 16 | 2 | ДКВР-6,5-13 |
| V\|\| | ВЭ-V11-16П | 330,4 | 1 | 7 | 16 | 2 | ДКВР-10-13 |
| \|X | ВЭ-1X-16П | 808,0 | 1 | 9 | 20 | 3 | ДКВР-20-13 |
| \|X | ВЭ-1X-16П | 646,0 | 1 | 9 | 16 | 3 | ------ |

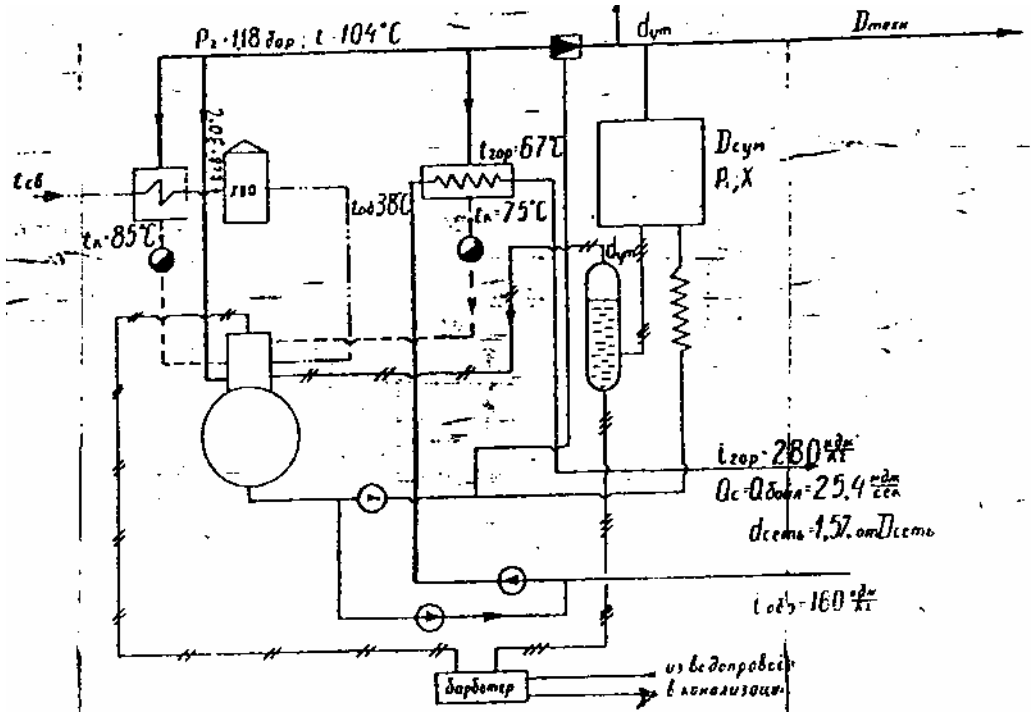

$P_2$ 1,18 бар; t 104°C
$d_{ум}$
$D_{пара}$
$t_{гор}$ 67°C
$D_{сум}$
$P_1$ X
$t_{св}$
ГПО
$t_{св}$ 38°C
$t_к$ 75°C
$t_к$ 85°C
$d_{ум}$
$t_{гор}$ 280 кДж/кг
$Q_с$ $Q_{доб}$ 25,4 м³/сек
$d_{сеть}$ 1,57 от $D_{сеть}$
$t_{об}$ 160 кДж/кг
барботер
из водопровода
в канализацию

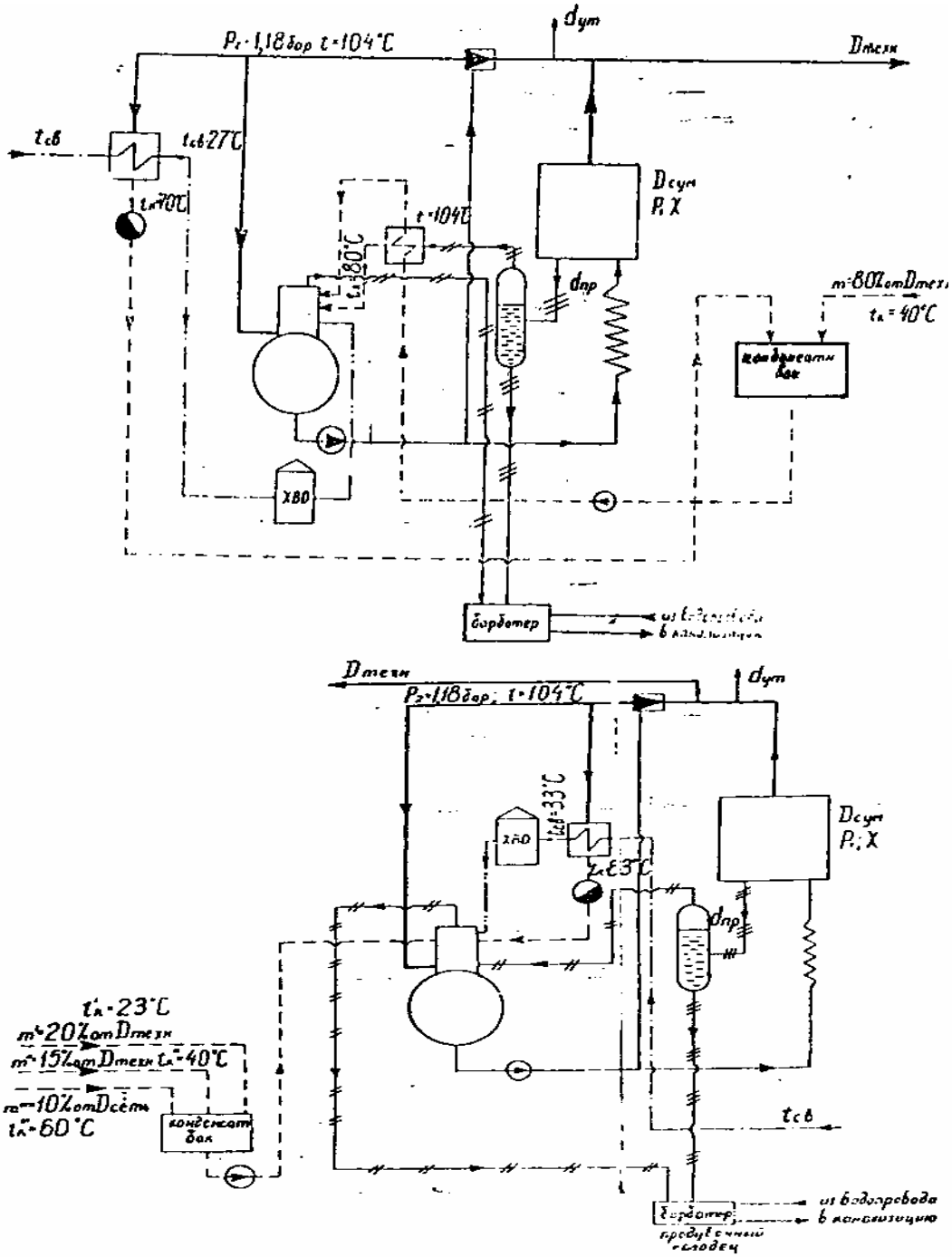

$d_{ум}$
$D_{тех}$
$P_2$=1,18 $\delta_{ср}$ $t$=104°C
$t_{хв}$=30°C
$t_п$=90°C
$D_{сум}$
$P_1$; X
$t_к$=40°C; $m$=30% от $D_{тех}$
$t_к$=55°C; $m$=15% от $D_{тех}$
$d_{пр}$
ХВО
к водопроводу
в канализацию

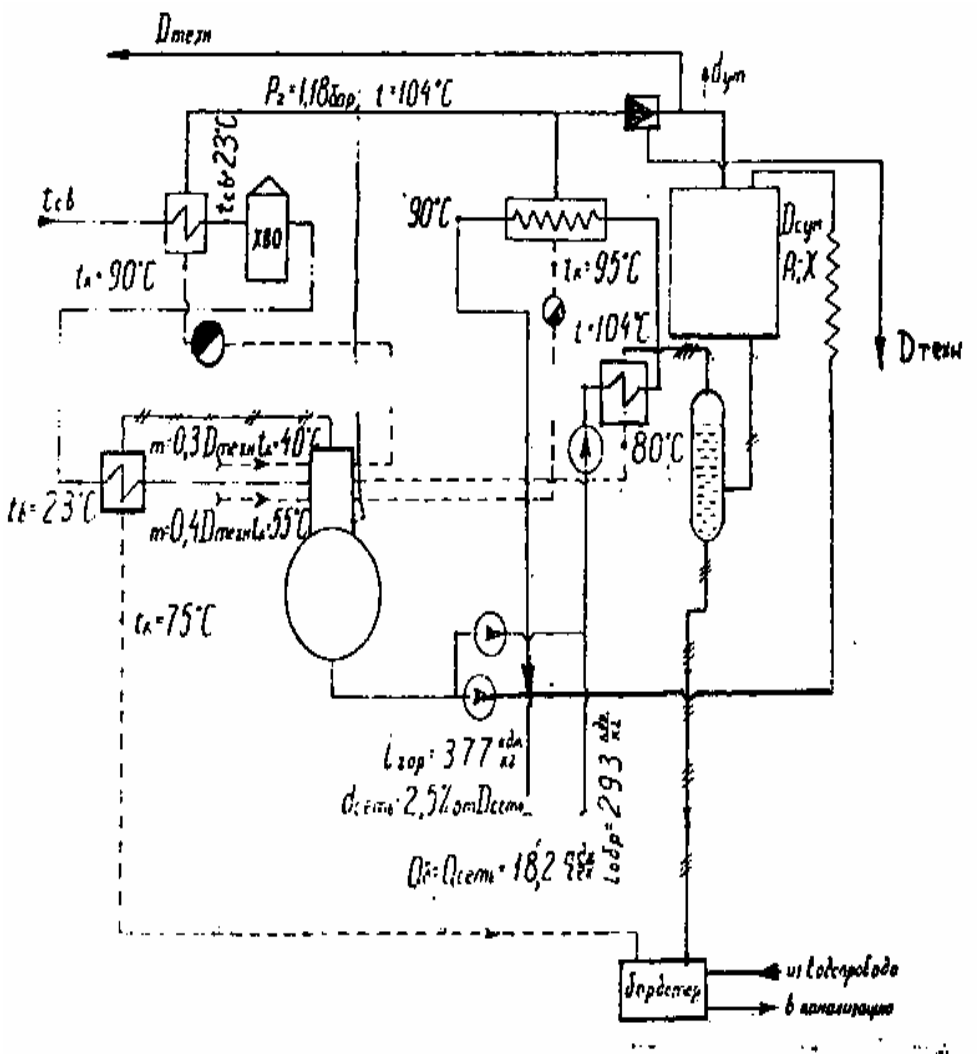

$P_2 = 1{,}18\,\delta_{ср}$ $t = 104°C$
$d_{ут}$
$D_{тех}$
$t_{х.в} = 30°C$
$t_н = 90°C$
$t_к = 40°C$; m
$t_к = 55°C$; m
$D_{ут}$
$P$; $X$
$d_{пр}$
ХВО
из водопровода
в канализацию

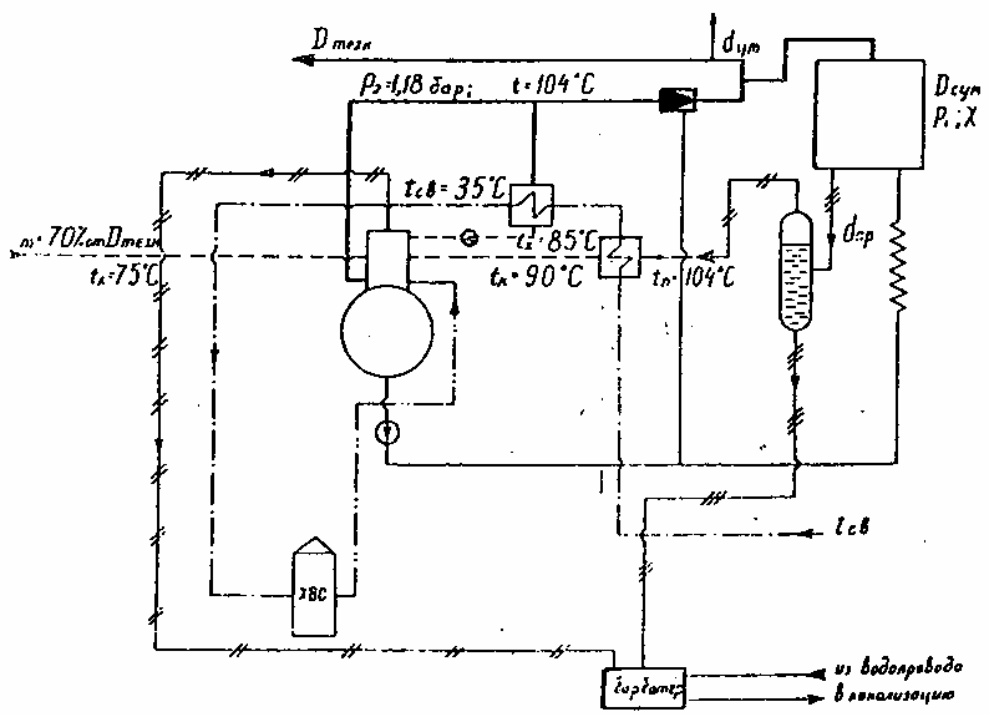

$d_{сум}$
$d_{тех}$
$P_2$ 1,18 Бар $t$ 104°С
$i_{пар}$ 380 ккал/кг
$Q_{вос}$ 12,3 Гкал/ч
$d_{сеть}$ 20 т/ч
$D_{сеть}$
$i_{вод}$ 200 ккал/кг
из водопровода
$t$ 85°С
$t$ 28°С
$D_{сум}$ Р.Х
$m$ 0,5$D_{сеть}$ $t_к$ 95°С
$m$ 0,1$D_{сеть}$ $t_к$ 70°С
конденсатбак
$t_к$ 70°С
$d_{пр}$
ХВО
деаэратор
из водопровода
в химцех

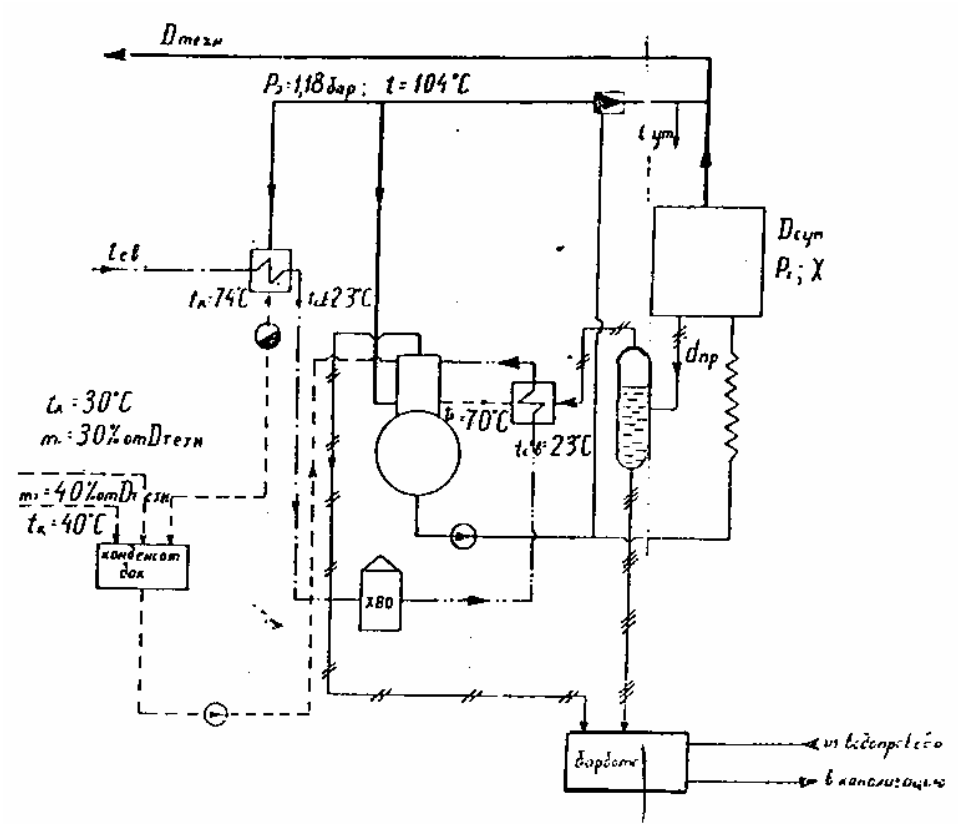

$D_{сум}$
$d_{сум}$
$d_{пр}$
из водопровода
в химцех
деаэратор
$P_2$ 1,18 бар $t$ 104°С
$D_{тех}$
$t_{хв}$ 25°С
ХВО
конденсатбак
$t_{хв}$
из водопровода
$t_к$ 70°С
$m$ 0,3$D_{тех}$ $t_к$ 40°С
$m$ 0,4$D_{тех}$
$t_к$ 53°С


$P_2$ · 1,18 бар ; t · 104°C
$d_{ут}$
$D_{пара}$
$t_{св}$
$t_{пр}$ · 20°C
ПВО
$t_{хов}$ 38°C
$t_{гор}$ · 67°C
$t_п$ · 75°C
$t_п$ · 85°C
$D_{сут}$
$P_1$ X
$d_{ут}$
$i_{гор}$ · 280 кДж/кг
$G_c$ · $G_{добав}$ · 25,4 кг/сек
$d_{сеть}$ · 1,5% от $D_{сеть}$
$t_{обр}$ · 160 кДж/кг
барботер
из водопровода
в канализацию


$d_{ум}$
$P_1$ 1,18 бар $t$ 104°С
$D_{техн}$
$t_{св}$
$t_{св}$ 27°С
$t_к$ 70°С
$t$ 104°С
$t_к$ 80°С
$D_{сум}$
$P_1 X$
$d_{пр}$
$m$ 80% от $D_{тех}$
$t_к$ 40°С
конденсат
бак
ХВО
барботер
из водопровода
в деаэратор
$D_{техн}$
$P_2$ 1,18 бар; $t$ 104°С
$d_{ум}$
$t_{св}$ 33°С
ХВО
$t_к$ 83°С
$D_{сум}$
$P_1 X$
$d_{пр}$
$t_к$ 23°С
$m$ 20% от $D_{техн}$
$m$ 15% от $D_{техн}$ $t_к$ 40°С
$m$ 10% от $D_{сети}$
$t_к$ 60°С
конденсат
бак
$t_{св}$
барботер
из водопровода
в деаэратор
пробулочный
колодец


Dпеп
P=1,18кгс/см²; t=104°C
tхв=23°C
tхв
ХВО
tк=90°C
90°C
tк=95°C
t=104°C
Dсут
A;X
Dтехн
m=0,3Dпеп tк=40°C
m=0,4Dпеп tк=55°C
tк=23°C
tк=75°C
80°C
Gгор=377 кг/ч
Gсеп=2,5%отDсеп
Gпр=293 кг/ч
Gпр=Gсеп=18,2 кг/ч
Деаэратор
из водопровода
в канализацию


D меш
d ут
P₂=1,18 бар; t=104°C
D сух
P, ; X
t св = 35°C
t₁ = 85°C
t₂ = 90°C
t п = 104°C
d ср
t₁=75°C
ХВС
t св
из водопровода
в канализацию


Dпеар
P=1,18бар; t=104°C
tсв
tк=74C
tд=23C
tх=30°C
m=30%отDпеар
m=40%отDпеар
tк=40°C
конденсат бак
tв=70°C
tсв=23C
ХВО
Dсут
Pt; X
dпр
барбатер
из барбатера
в деаэратор